

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický pohon zvedání krytu  
kalicího zařízení

Electrohydraulic Drive for Lifting of the  
Hardening Device Cover

Student:

Bc. Pavel Czepczor

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Czepczor**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika  
Téma: **Elektrohydraulický pohon zvedání krytu kalícího zařízení**  
**Electrohydraulic Drive for Lifting of the Hardening Device Cover**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete elektrohydraulický pohon zvedání krytu kalícího zařízení pro parametry:

- |  |                         |
|--|-------------------------|
| - zdvih hydromotorů                              | $h = 550 \text{ mm}$    |
| - počet hydromotorů                              | 2                       |
| - maximální síla na pístnici jednoho hydromotoru | $F = 15\,000 \text{ N}$ |
| - rychlost pístnic v obou směrech                | $v = 0,03 \text{ m/s}$  |

Vypracujte:

1. Funkční schéma elektrohydraulického pohonu s uvedením hlavních parametrů.
2. Výpočet základních statických a dynamických parametrů elektrohydraulického pohonu.
3. Specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků.
4. Blokové schéma elektrohydraulického řídicího systému.
5. Sestavný výkres přímočarého hydromotoru.

Seznam doporučené odborné literatury:


- GÖTZ, W. *Hydraulics. Theory and Application*. Ditzingen: Rexroth Bosch Group + OMEGON, 1998. 291 s. ISBN 0-7680-0242-7.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013. 156 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- SOUČEK, P. *Elektrohydraulické servomechanismy*. Praha: ČVUT, 1992. 158 s. ISBN 80-01-00376-0.
- KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: Bosch Rexroth s.r.o., 2007. 149 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
\_\_\_\_\_  
doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21.května 2018

  
.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Czepeczor

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Mosty u Jablunkova 1056

739 98

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Czepczor, P. *Elektrohydraulický pohon zvedání krytu kalícího zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 56 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

V diplomové práci navrhuji modernizaci hydraulického zvedání krytu kalícího zařízení, které funguje v prostorách Válcovny trub TŽ. V úvodu své práce přibližuji teoreticky problematiku kalení bezešvých trubek. Dále jsem zpracoval návrh dvou alternativ zvedání krytu kalícího zařízení, které je zvedáno dvěma přímočarými hydromotory, jejichž pohyb vyžaduje synchronizaci. Jednu zvolenou alternativu rozpracovávám do výsledné podoby. Návrh je následně opatřen potřebnými statickými výpočty a je vypracováno funkční schéma obvodu pro řízení zvedání krytu kalícího zařízení. Součástí diplomové práce je specifikace použitých prvků hydraulického obvodu a sestavný výkres přímočarého hydromotoru použitého v aplikaci.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

Czepczor, P. *Electrohydraulic Drive for Lifting of the Hardening Device Cover: Master Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2018, 56 s. Thesis head: Pavlok, B.

In the master thesis I propose the modernization of the hydraulic lifting of the cover of the hardening device, which works in the premises of the Válcovna trub TŽ. In the beginning of my work, I approach theoretically the problem of hardening of seamless tubes. I also worked out two alternatives for lifting the cover of a hardening device, which is lifted by two linear motors whose motion requires synchronization. Second alternative is decomposed into the final form. The design is subsequently provided with the necessary static calculations and a functional scheme of the circuit for controlling lifting of the cover of the hardening device is elaborated. Part of the master thesis is the specification of the used hydraulic circuit elements and the drawing of the linear hydraulic motor used in the application.

# Obsah

Seznam použitého značení .....	9
Úvod .....	11
1 Přehled současného stavu řešené problematiky .....	12
1.1 Technologický proces výroby bezešvých trub .....	12
1.2 Technologický proces zušlechťování bezešvých trub v TŽ Třinec .....	15
1.3 Technické zařízení pro zušlechťování bezešvých trub v TŽ Třinec .....	17
1.3.1 Kalicí zařízení .....	17
1.3.2 Pohon kalicího zařízení .....	19
1.3.3 Rozbor pohybu zvedání .....	20
1.3.4 Synchronizace přímočarých hydraulických válců .....	23
2 Návrh alternativ elektrohydraulického pohonu a jejich porovnání .....	24
2.1 Alternativa 1: .....	26
2.2 Alternativa 2: .....	28
3 Porovnání alternativ a výběr nejvhodnější alternativy .....	30
4 Výpočet základních statických a dynamických parametrů elektrohydraulického pohonu a specifikace hlavních prvků obvodu .....	33
4.1 Návrh hydraulického obvodu .....	33
4.2 Výpočet a volba přímočarých hydromotorů .....	33
4.3 Pevnostní kontrola pístnice na vzpěr .....	35
4.4 Návrh hydrogenerátoru .....	36
4.5 Návrh elektromotoru .....	37
4.6 Návrh proporcionálního rozváděče s ohledem na dynamiku řízeného systému .....	38
4.7 Úvaha nad dynamickým stavem hydraulického systému .....	39
4.7.1 Volba proporcionálního rozváděče .....	43
4.8 Návrh ostatních hlavních prvků hydraulického obvodu .....	45

5	Blokové schéma elektrohydraulického řídicího systému .....	48
5.1	Řízení synchronizace přímočarých hydromotorů .....	50
5.2	Obsluha zařízení .....	51
6	Závěr.....	52



## Seznam použitého značení

<b>Značka</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
D	průměr pístu	[m]
$F_R$	síla v jednom zvedacím bodě	[N]
$F_1$	statická síla	[N]
$F_a$	statická síla	[N]
G	tíha konstrukce	[N]
H	zdvih hydromotoru	[m]
J	kvadratický moment plochy pístnice	[m <sup>4</sup> ]
$L_{cr}$	vzpěrná délka	[m]
P	výkon elektromotoru	[W]
$Q_n$	regulovaný průtok	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$Q_1$	průtok do prostoru pístu	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$Q_{1,max}$	maximální průtok hydrogenerátoru	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
S	průřez pístnice	[m <sup>2</sup> ]
$S_1$	průřez pístu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{M2}$	skutečná plocha pístnice	[m <sup>2</sup> ]
$S_{M1}$	skutečná plocha pístu	[m <sup>2</sup> ]
$V_g$	geometrický objem hydrogenerátoru	[m <sup>3</sup> ]
$V_N$	objem nádrže	[m <sup>3</sup> ]
a	rozměr převodu	[m]
d	průměr pístnice	[m]
$f_o$	vlastní frekvence hydromotoru	[Hz]
i	poloměr setrvačnosti	[mm]
k	tuhost hydromotoru	[-]
l	rozměr převodu	[m]
m	hmotnost v ose válce	[kg]
$m_1$	hmotnost v jednom zvedacím bodě	[kg]
n	otáčky elektromotoru	[s <sup>-1</sup> ]
$p_G$	tlak na zdroji konstantního tlaku	[Pa]
$p_{PR1}$	tlakový spád na proporcionálním rozváděči	[Pa]
$\Delta p_G$	tlakový spád na zdroji konstantního tlaku	[Pa]

$p_{\text{DYN1}}$	tlak pro rozběh hydromotoru	[Pa]
$\Delta p_{\text{M1}}$	tlakový spád na hydromotoru	[Pa]
$p_{\text{max}}$	maximální tlak	[Pa]
$p_{1,\text{skut}}$	skutečný tlak pro překonání zatížení	[Pa]
$p_1$	pracovní tlak	[Pa]
$t_1$	doba zdvihu	[s]
$\alpha$	sklon převodu	[°]
$\eta_{\text{mp}}$	mechanicko-tlaková účinnost	[-]
$\lambda$	štíhlost prutu	[-]

*1 Pozn: Jednotky uvedených fyzikálních veličin jsou základní. V práci jsou uvedeny i jiné rozměry těchto veličin.*

## Úvod

Cílem diplomové práce je zpracovat návrh elektrohydraulického lineárního pohonu zvedání krytu kalicího zařízení pro kalení bezešvých trub. Zadání vzešlo z potřeb praxe, konkrétně firmy IVV Engineering s.r.o. Ostrava. Firma se zabývá projektováním hydraulických pohonů zejména pro hutní zařízení, v tomto případě pro Třinecké železářny a.s., které vyrábějí ocelové bezešvé trubky, které se po celém světě využívají v mnoha odvětvích průmyslu od automobilového průmyslu přes strojírenství, stavebnictví, chemický průmysl, těžbu a energetiku. První trubka zde byla vyrobena v roce 1883. V letech 1918 až 1919 zde byla uvedena do provozu linka s Mannesmannovým způsobem výroby. První zkoušení trubek nedestruktivní metodou proběhlo v roce 1962.



**Obrázek 0.1 - Historické prostory TŽ válcovny trub [14]**

V rámci diplomového semináře jsem se nejprve seznámil s procesem výroby bezešvých trub od jejich vyválnování po tepelné zpracování v kalicím zařízení. Navštívil jsem provoz válcovny a kalírny, a získal jsem mnoho informací k tématu mé práce. Další informace jsem čerpal z literatury. Ve firmě IVV Engineering s.r.o. Ostrava a firmě BKB Metal jsem získal informace o kalicím zařízení, pro které mám navrhnout pohon zvedání krytu. Touto problematikou se zabývám v kapitole 1 – Přehled současného stavu řešené problematiky.

V dalších kapitolách navrhuji vlastní řešení elektrohydraulického lineárního pohonu zvedání krytu kalicího zařízení.

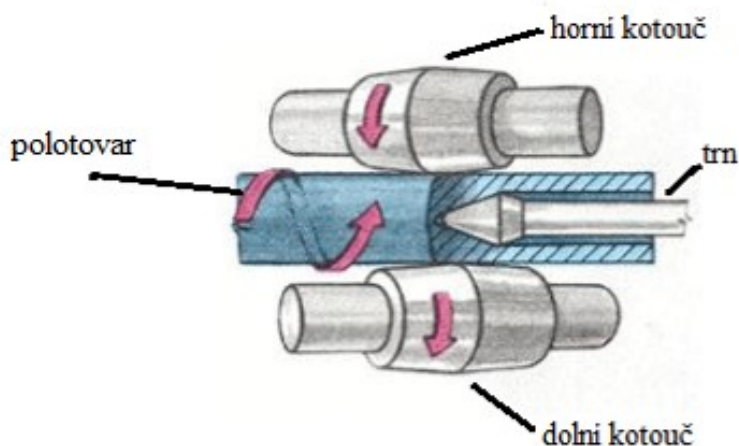
# 1 Přehled současného stavu řešené problematiky

## 1.1 Technologický proces výroby bezešvých trub

Hlavní výrobní a technologický proces se skládá ze tří částí:

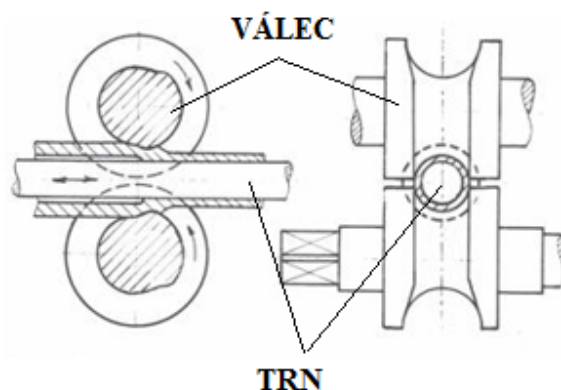
- Výroba dutého polotovaru
- Válcování dutého předvalku na hotovou bezešvou trubku
- Kalibrace, chlazení a další úpravy (opatření závitem, kalení atd.)

Bezešvé trubky se vyrábí z dutých předvalků. Tento polotovar po následnou výrobu musí být přesný, soustředný. Po celé délce musí mít stejnou tloušťku stěny. Materiálem pro trubky velkých průměrů jsou ingoty, naopak pro menší průměry se volí sochory. Duté předvalky se děrují kosým válcováním. Jde o jednosměrné stlačení materiálu, což způsobuje požadované rozrušení materiálu ve středu. Částice materiálu se posouvají směrem od středu k okraji, obvod se tedy zvětšuje a ve středu dochází ke vzniku trhlin tzn. proces děrování. Pro dosažení pravidelného tvaru díry je předvalek protahován na trnu. Válce vtahující předvalek na trn mají úhel natočení od 3 do 7°. Na obrázku 1.1 je znázorněn Mannesmannův způsob.



Obrázek 1.1 - Výroba dutých předvalků [13]

Následně existuje několik postupů výroby. V tomto případě trubky v prostorách Válcovny Trub TŽ se vyrábí metodou Mannesmann. Pro úpravu průměru a délky je využíváno tzv. poutnické stolice. Předvalek se válcuje na trnu. Průměr trnu odpovídá výslednému požadovanému průměru trubky. Délkou musí trn přesahovat děrovaný polotovar.



**Obrázek 1.2 - Válcování trubky na poutnické stolici**

K dosažení požadovaného průměru se používá tzv. poutnická stolice. Poutnická stolice viz obrázek 1.2, vyválcuje trubku na konečný rozměr. Trubka se nadále válcuje na trnu. Průměr trnu odpovídá požadovanému průměru trubky, avšak délka trnu musí být větší. Válcováním se redukuje oba průměry děrovaného polotovaru jak vnější, tak i vnitřní. Polotovar se tak postupně rozválcovává a posouvá ve směru doleva, a poté se uvolněný posune o dvojnásobnou délku doprava. Tak se postupně opakovaně válcuje vývalek po částech neboli krocích. Odtud dostala stolice název poutnická. Charakteristickými rysy pro takto vyválcovanou trubku jsou povrchové vlnky. Vzdálenost těchto vlněk odpovídá ekvivalentu kroku válcování na poutnické stolici. Rychlost otáčení válců se volí podle průměru trubky. Obecně platí, že pro menší průměry je rychlost otáčení větší ( $50\text{--}150\text{ min}^{-1}$ ). Jedna otáčka znamená posuv o cca 10–30 mm, avšak záleží na velikosti a tloušťce trubky. Vyrobená trubka je kalibrována hned po vyválcování na poutnické stolici. Nerovné konce se odřiznou hydraulickou pilou. Velkou výhodou tohoto způsobu výroby je délka trubek. Manesmannovou metodou lze vyrobit bezešvou trubku do délky 36 m.

#### **Bezešvé trubky vyráběné v prostorách Válcovny trub TŽ Třinec**

Ocelové bezešvé trubky	Hladké	Naftovodné	Pažnicové
Vnější průměr [mm]	60,3 - 406,4	127 - 406,4	177,8 - 339,73
Tloušťka stěny [mm]	5 - 65	6 - 40,49	7,92 - 15,11

**Tabulka 1-1 - Typy vyráběných trubek v TŽ**

**Následně se nabízí tyto druhy úprav a vylepšení:**

- tepelné zpracování
- zkoušení mechanických vlastností, chemického složení, hodnocení a dokumentaci metalografické struktury materiálu
- zkoušení vodním tlakem
- nedestruktivní zkoušení rozptylovými toky, ultrazvukem
- magnetická metoda prášková mokrá fluorescenční
- broušení
- lakování
- řezání na přesné délky

## **1.2 Technologický proces zušlechťování bezešvých trub v TŽ Třinec**

### **Kalení trubek**

Kalení je tepelná úprava trubek, jejíž účelem je zvýšení tvrdosti a pevnosti oceli

Skládá se z:

- ohřevu
- výdrže na požadované teplotě
- ochlazení

Nejdůležitějším krokem je právě ochlazení. Požaduje se velmi rychlé ochlazení z důvodu potlačení feritu a perlitu. Struktura kovu si zachová nestabilní austenit, který se při teplotách kolem 500° mění na bainit a martenzit.

Kalitelnost je schopnost materiálu dosahovat principem kalení zvýšení tvrdosti. Tvrdost závisí na obsahu uhlíku a legujících prvků v oceli. Pokud kov obsahuje málo uhlíku není možno dosáhnout vysoké tvrdosti.

Prokalitelnost je schopnost dosáhnout po kalení v určité hloubce pod povrchem tvrdosti odpovídající kalitelnosti dané oceli při 50 % martenzitu ve struktuře.

### **Kalicí prostředí**

Kalicí prostředí má za úkol odvádět teplo z austenitické struktury. Vzniká tak nová struktura martenzitu nebo bainitu. V případě malé prokalitelnosti materiálu se využívá intenzivnějšího kalicího prostředí, materiál se tudíž musí rychleji schladit na požadovanou teplotu. Avšak je třeba zvolit optimální rychlost chlazení. V případě vysoké rychlosti by mohlo dojít v materiálu k vysokému vnitřnímu pnutí a materiál by mohl prasknout.

Základní kalicí prostředí jsou: voda, oleje, roztavené soli, vzduch, prostředí se zmrazováním

V našem případě je kalicím prostředkem voda, respektive vodní sprcha.

### **Voda**

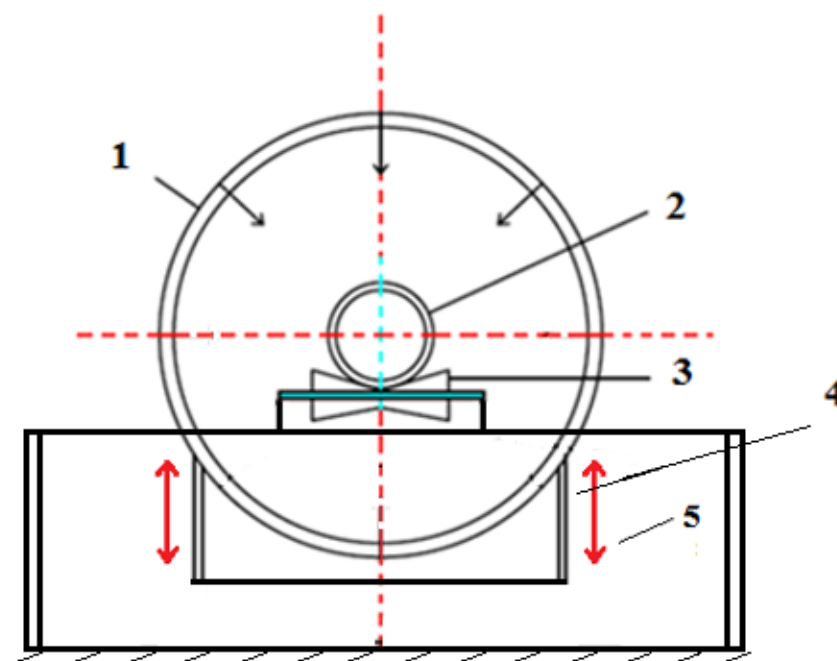
Voda je použita při typu kalení řešeného v této práci. Voda je nejintenzivnější chladicí médium, může proto způsobit největší deformace kalených trubek. Ideální účinek má toto médium při požití jako vodní sprcha. Při teplotě kolem 400° odvádí teplo nejlépe. Při kalení vodou vzniká kolem předmětu pára, tomu říkáme parní polštář. Parní polštář snižuje intenzitu kalení, lze jej však narušit přidáním soli. Naopak lze kalicí účinek snížit přidáním olejů, mýdel, vodního skla apod.



## 1.3 Technické zařízení pro zušlechťování bezešvých trub v TŽ Třinec

### 1.3.1 Kalicí zařízení

Kalicí jednotka sestává ze dvou částí, tandemové indukční pece a kalicího zařízení. Pro posun trubek z tandemové pece do kalicího zařízení jsou zde umístěny pohonné válečky. Pohon válečků je elektromechanický. Úkolem projektu je zvedat kalicí zařízení do požadované výšky. Mechanismus zvedání kalicího zařízení je popsán níže. Vycházíme z předpokladu, že trubky vyráběné v těchto prostorách nemají všechny stejný průměr. Trubka postupuje z tandemové indukční pece dále do kalicího zařízení, kde je chlazená vodou pomocí vodní sprchy z trysek. Pro dosažení rovnoměrného chlazení je zapotřebí trubku osově vystředit s osou obvodového prstence trysek chlazení, který je svou polohou stálý. Jak je schematicky znázorněno na obrázku 1.3, celou konstrukci kalicího zařízení zvedáme do požadované výšky a tím vystředíme osu dané trubky a osu obvodových trysek. Tato výška je dána průměrem trubky, který se pohybuje od 0,1 do 0,5 m.

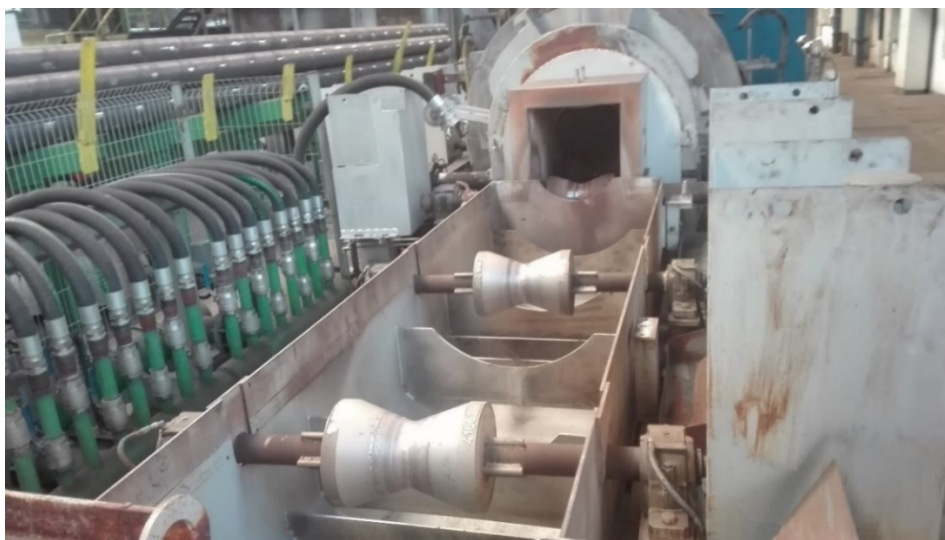


Obrázek 1.3 - Rozbor středění trubky a kalicího zařízení

1 – kryt s prstencem vodních trysek, 2 – bezešvá trubka, 3 – válečkový dopravník, 4 – konstrukce kalicího zařízení, 5 smysl zvedání krytu kalicího zařízení

## Kalicí zařízení

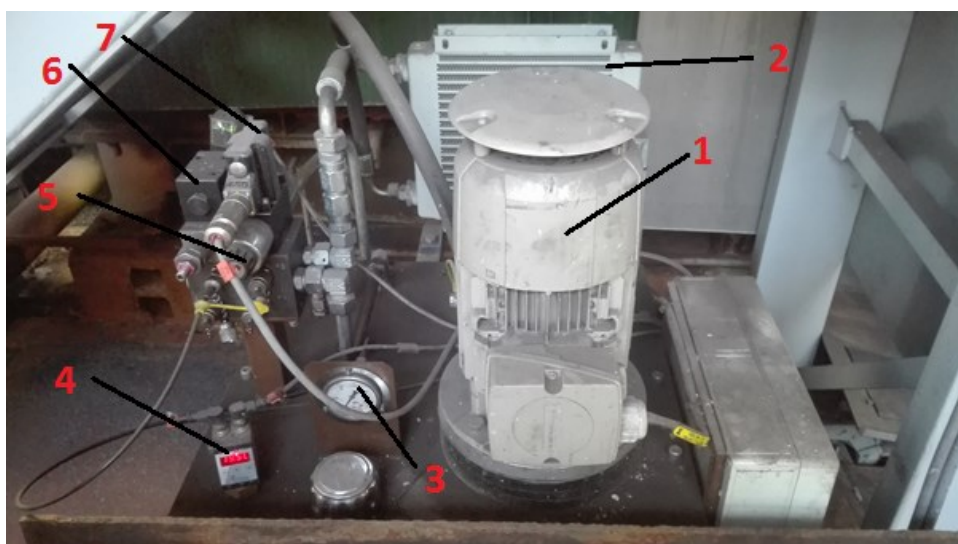
Obrázek 1.4 ukazuje kalicí zařízení v servisní odstávce. Na obrázku je vidět válečkový dopravník a demontované hadice přivádějící vodu k chlazení. Osa válečků svírá 70° úhel s osou trubky z důvodu vyvolání otáčení trubky kolem své osy pro rovnoměrné prochlazení.



Obrázek 1.4 - Kalicí box v servisní odstávce

## Hydraulický agregát

Na obrázku 1.5 je zachycen hydraulický agregát použitý v TŽ Třinec. Foto doplňuje stručný popis prvků.

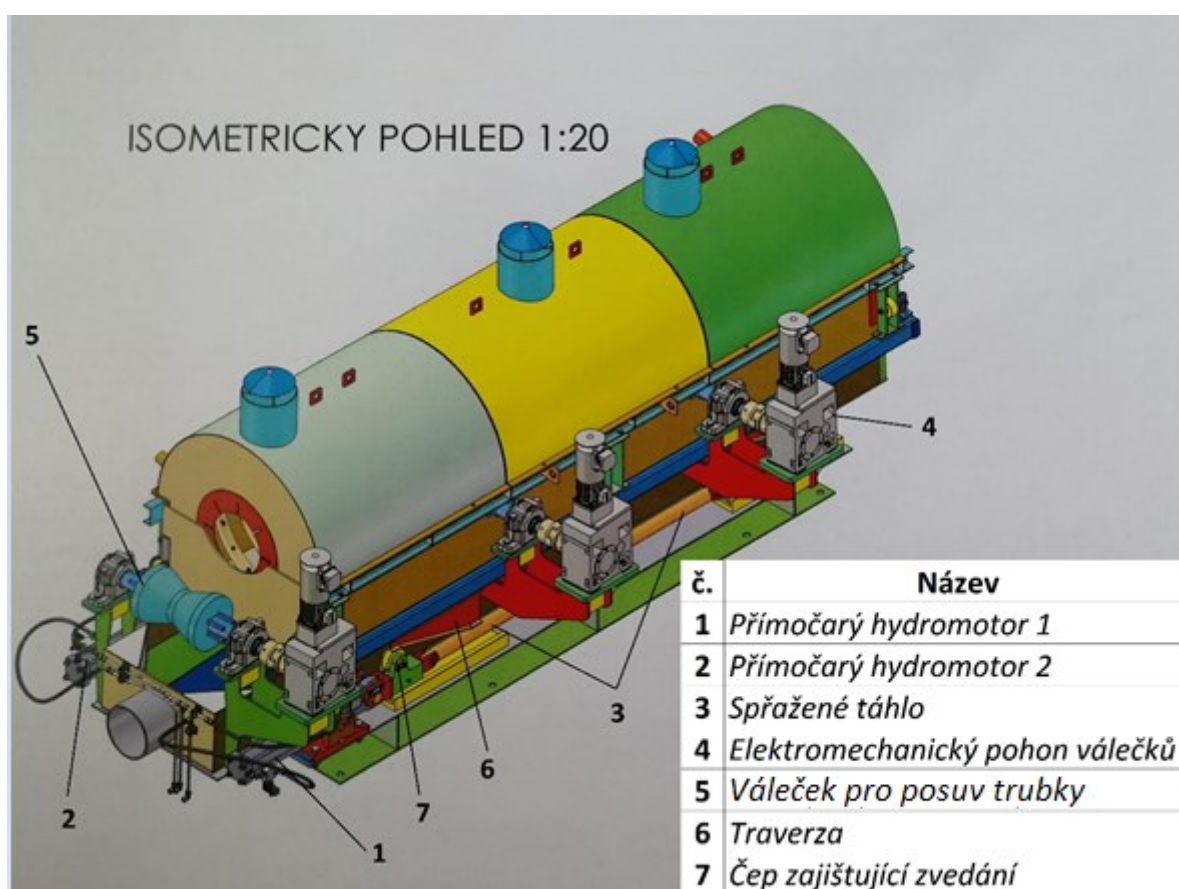


Obrázek 1.5 - Hydraulický agregát

*1- elektromotor, 2- vzduchový chladič, 3 - tlakoměr, 4 - teploměr, 5- elektromagnetický dvoupolohový rozváděč, 6- elektromagnetický dvoupolohový rozváděč, 7- proporcionální rozváděč*

### 1.3.2 Pohon kalicího zařízení

Kalicí zařízení pro chlazení bezešvých trubek je zařazeno za tandemovou indukční pecí. Na obrázku 1.6 jsou popsány hlavní části zařízení. Důležitým prvkem pro zvedání celé konstrukce je podvozková platforma poháněná dvěma přímočarými hydromotory. Posunutím celé platformy je přes šikmé traversy dosahováno požadovaného zvedání. Kalicí zařízení je dále vybaveno elektromechanickým pohonem válečkových dopravníků. Tímto způsobem se zajišťuje postupné odvalování trubky směrem ven z kalicího zařízení k finálním sekcím výroby.



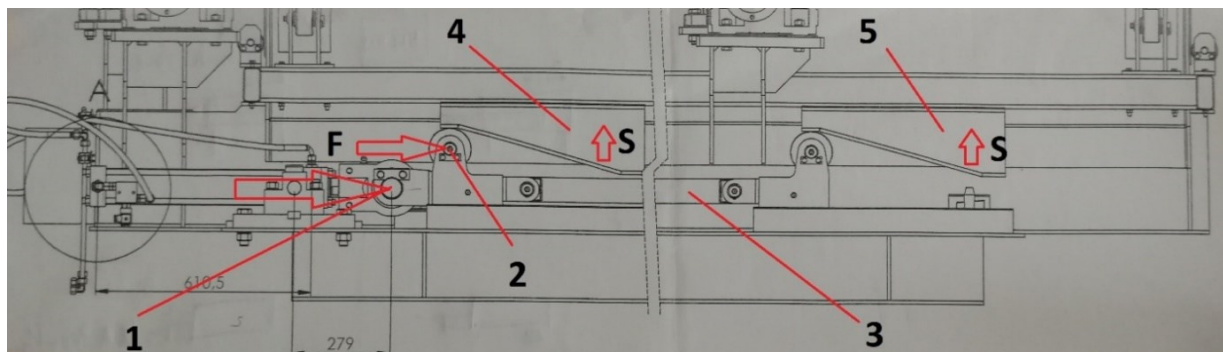
Obrázek 1.6 - Chladicí box kalicího zařízení

### 1.3.3 Rozbor pohybu zvedání

Pro vystředění osy trubky a osy trysek chlazení je použito hydraulické zvedání konstrukce kaliciho zařízení. Celá konstrukce kaliciho zařízení je umístěna na pojízdné konzole a zvedána pomocí dvou hydraulických přímočarých motorů.

Princip zvedání znázorňuje obrázek 1.7. Přímočaré hydromotory tlačí požadovanou silou  $F$  do pojízdné podstavy. Hydromotor na levé i pravé straně pojízdné konzole je osazen konzolí s čepem, na kterém je valivé ložisko. Tato konzola s valivým ložiskem je také na druhém konci zařízení a síla v ní působí pomocí spřaženého táhla. Valivá ložiska se vlivem působící síly od hydromotorů odvalují po šikmých traverzách na pravé a levé straně kaliciho zařízení rovnoměrně. Tento úkon přeměňuje sílu horizontální  $F$  na sílu vertikální  $S$ , jak je vyznačeno na obrázku a celá konstrukce se zvedá nebo spouští podle požadavku do určité výšky.

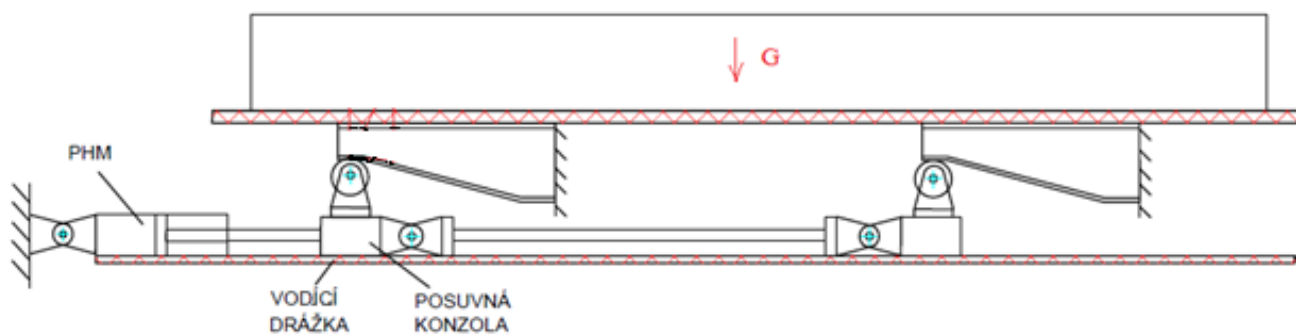
V současném stavu je konzola čepu hydromotoru umístěna ve vodící drážce, která zajišťuje požadovaný směr pohybu v ose hydromotoru. Vzniká zde vysoké tření vlivem postupného zanesení této drážky okujemi a prachem. Podrobněji se tímto problémem budu zabývat v kapitole rozboru posuvu.



Obrázek 1.7 - Rozbor pohybu zvedání

*1- čep na hydromotoru, 2 - konzola čepu hydromotoru, 3 - spřažené táhlo, 4 - traverza (přední), 5 - traverza (zadní)*

## Rozbor sil při zvedání

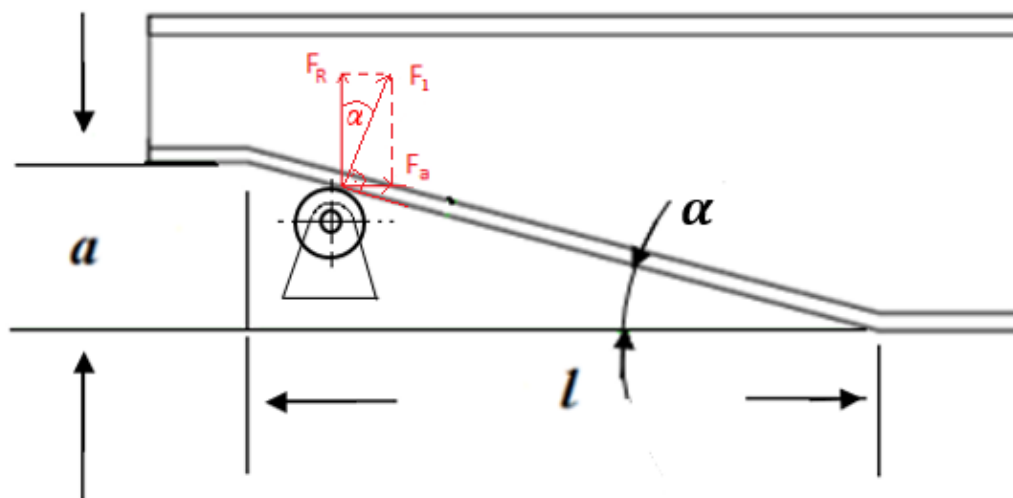


Obrázek 1.8 - Rozbor sil při zvedání

Celková hmotnost konstrukce je 2500 [kg]. Tato hmotnost působí ve čtyřech zvedaných bodech. Rozborem sil se budu zabývat v následujících výpočtech.

## Detail rozboru sil při zvedání

Podle obrázku 1.9 dospějeme k výpočtu znázorněných statických sil.



Obrázek 1.9 - Rozměrové dispozice šikmé traverzy

## Výpočet statických sil

Při výpočtu vycházím z rozměrových dispozic šikmé traverzy.

$$a = 0,24 \text{ [m]}$$

$$l = 0,9 \text{ [m]}$$

Hmotnost krytu kalicího zařízení

$$m_g = 2550 \text{ [kg]}$$

Reálná hmotnost zjištěna ve firmě BKB Metal.

## Výpočet tíhy krytu kalicího zařízení $G$

$$G = m_g \cdot g = 2550 \cdot 9,81 \text{ [N]} \quad (1-1)$$

kde  $g$  [–] je Newtonova gravitační konstanta

## Výpočet síly $F_R$ působící v jednom zvedacím bodě

$$F_R = \frac{G}{4} = \frac{2500}{4} = 6250 \text{ [N]} \quad (1-2)$$

kde  $G$  je tíha celé konstrukce v [N]

## Výpočet hmotnosti $m_1$ působící v jednom zvedacím bodě

$$m_1 = \frac{F_R}{g} = \frac{6250}{9,81} = 637,1 \text{ [kg]} \quad (1-3)$$

## Výpočet hmotnosti $m$ působící v ose jednoho přímočarého hydromotoru

$$m = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 637,1 = 1274,2 \text{ [kg]} \quad (1-4)$$

## Výpočet sklonu šikmé traverzy $\alpha$

$$\alpha = \sin \frac{a}{l} = \sin \frac{0,24}{0,9} = 15 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (1-5)$$

kde  $a$ ,  $l$  jsou rozměry traverzy v [m]

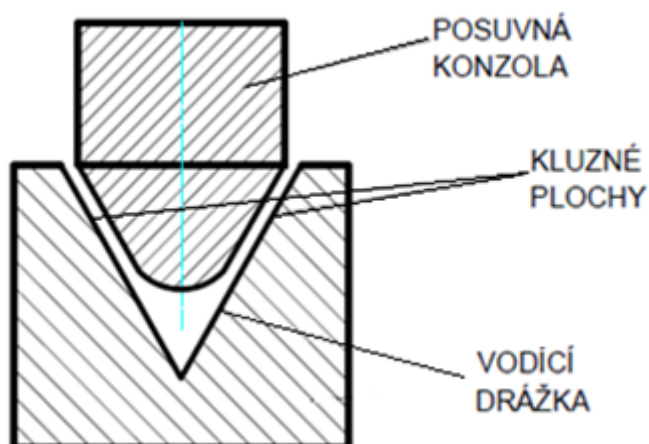
## Výpočet síly $F_1$

$$F = \frac{F_R}{\cos \alpha} = \frac{6250}{\cos \alpha} = 6470 \text{ [N]} \quad (1-6)$$

## Výpočet síly $F_a$

$$F_a = F \cdot \sin \alpha \cdot 2 = 6470 \cdot \sin \alpha \cdot 2 = 3349 \text{ [N]} \quad (1-7)$$

## Rozbor posuvu



Obrázek 1.10 - Průřez vodicí drážkou a konzolou pro posuv

Posuvná konzola se pohybuje ve vodicí kolejnici tam a zpět. Tvar je vyznačen na obrázku 1.10. Kluzné plochy jsou mazány plastickým mazivem podle předpisů obsluhy stroje podle časového harmonogramu.

### Požadavky na hydraulický systém

Zdvih přímočarých hydromotorů	$h = 0,55 \text{ m}$
Počet přímočarých hydromotorů	2
Rychlost vysouvání pístnic	$v_s = 0,03 \text{ m.s}^{-1}$
Maximální síla na pístnici jednoho přímočarého hydromotoru	$F = 15000 \text{ N}$
Synchronní chod přímočarých hydromotorů	

Tabulka 1-2 - Požadavky na hydraulický systém

### 1.3.4 Synchronizace přímočarých hydromotorů

Toto technické řešení hydraulického zvedání kalicího zařízení požaduje vyřešit synchronizaci dvou přímočarých hydromotorů. Synchronizací rozumíme vyrovnávání rychlosti posuvu dvou hydromotorů HM1 a HM2, různě zatížených v čase, a dojezd na požadovanou polohu. Rovnoměrné zvedání je zde požadavkem z hlediska technického i bezpečnostního. V průběhu zvedání a spouštění nesmí docházet k naklápění. Mohlo by dojít k nadměrnému namáhání celé konstrukce případně i k deformaci.



## **2 Návrh alternativ elektrohydraulického pohonu a jejich porovnání**

Alternativ řešení způsobu zvedání krytu kalicího zařízení podle zadaného technického řešení je hned několik. Pokud se omezíme pouze na elektrohydraulický způsob řízení hydraulického pohonu, vyvstávají následující alternativy, jež rozdělíme podle způsobu řízení na:

- ventilové řízení pohonu: zde se pomocí ventilů řídí průtok pracovní kapaliny do hydromotoru a tím jeho poloha nebo rychlost (u rotačních motorů otáčky), případně obojí.
- objemové řízení pohonu: změnou geometrického objemu hydrogenerátoru se řídí průtok do hydromotoru a tím jeho poloha nebo rychlost (otáčky), případně obojí.

V našem případě můžeme řídit pouze geometrický objem hydrogenerátoru, protože geometrický objem lineárních hydromotorů se nedá měnit. Objemové řízení je ve srovnání s ventilovým pomalejší, méně přesné a většinou dražší. Zvolíme proto ventilové řízení pohonu.

Ventilové řízení pohonu můžeme realizovat:

- pomocí klasické řídicí techniky
- pomocí proporcionální techniky



## Návrh variant pohonu

Po zvážení možných variant pohonu na základě zadaného technického řešení zvedání krytu kalicího zařízení jsem navrhl dvě alternativy ventilového řízení.

Alternativa 1: řízení společného průtoku do obou hydromotorů pomocí jednoho proporcionálního rozváděče a zajištění synchronního chodu přímočarých hydromotorů dvěma spřaženými rotačními hydromotory, umístěnými před přímočarými hydromotory, jak je znázorněno na schématu obr. 2.1 a popsáno v kapitole 2.1.

Alternativa 2: ventilové řízení průtoku do obou přímočarých hydromotorů pomocí dvou přesných servo – proporcionálních ventilů. Synchronizace polohy hydromotorů bude zajištěna zpětnou vazbou od polohy pístnic obou přímočarých hydromotorů. Tato alternativa je popsána v kapitole 2.2, schéma obvodu je uvedeno na obrázku 2.2.

U obou alternativ pohonu je třeba dodržet nejen předepsané parametry pohonu (počet přímočarých hydromotorů, zdvih hydromotorů, sílu na pístnici každého hydromotoru, rychlost vysouvání), ale i umístění přímočarých hydromotorů na zařízení, včetně uchycení ke konstrukci, a pokud to bude možné, i stejné hlavní rozměry hydromotorů.

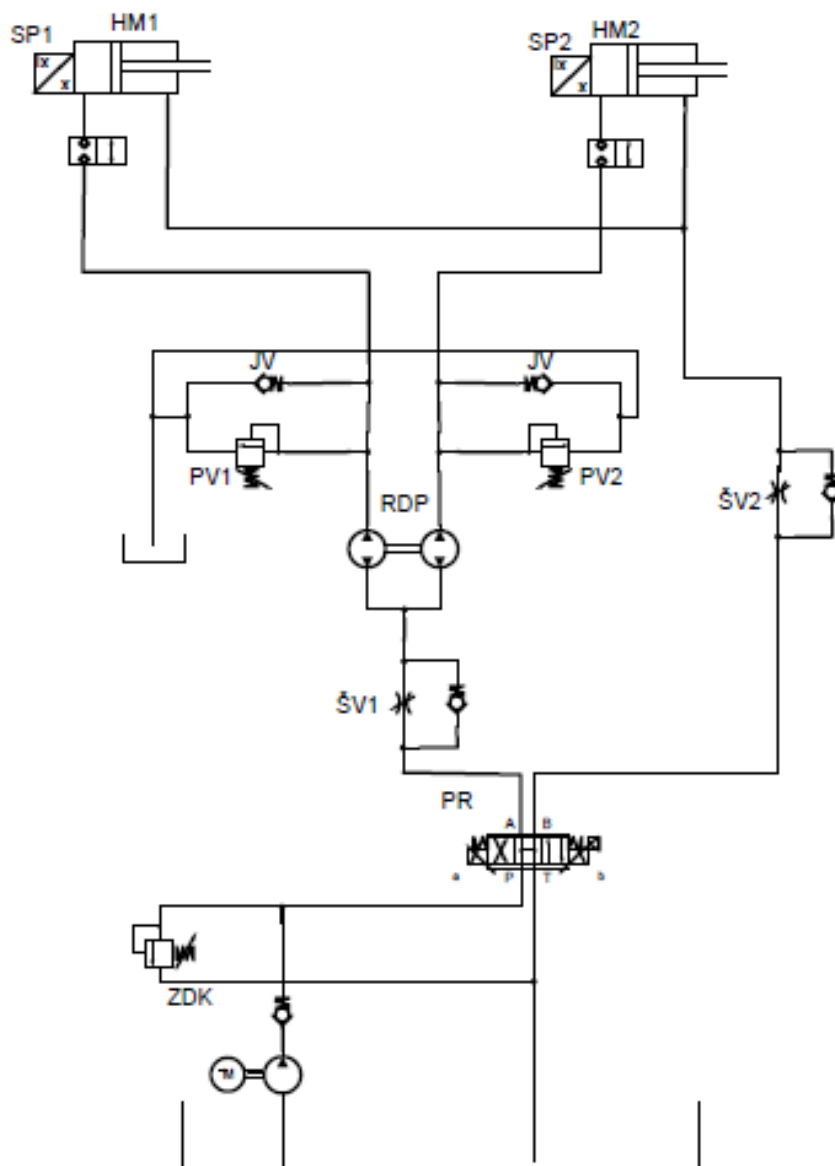
Dále je třeba respektovat pracovní prostředí, ve kterém zařízení pracuje, a s ohledem na pracovní podmínky navrhnout pracovní kapalinu.

Dále se budeme zabývat jednotlivými návrhy řízení elektrohydraulického obvodu. Jejich porovnání a výběr nejvhodnější alternativy je provedeno v kapitole 3.

## 2.1 Alternativa 1: Řízení obou hydromotorů jedním proporcionálním rozváděčem a zajištění synchronního chodu přímočarých hydromotorů pomocí rotačních děličů průtoku

Funkční schéma hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku 2.1.

Synchronizace dvou hydromotorů dosud v provozu Válcovny trub TŽ pracuje na principu rotačního děliče průtoku RDP. Zjednodušené schéma je znázorněno na obrázku 2.1.



Obrázek 2.1 - Synchronizace chodu hydromotoru pomocí rotačního děliče průtoku

*RDP – rotační dělič průtoku, HM – přímočaré hydromotory, ŠV – škrťací ventily, PV – pojistné ventily, ZDK – zdroj konstantního tlaku, PR – proporcionální rozváděč*

Rotační dělič průtoku RDP (dva spřažené rotační hydromotory) je umístěn v tlakové větvi a spojen mechanickou vazbou (hřídelí). Výsledkem je synchronní chod pístů hydromotorů HM1 a HM2 bez ztrát vyvolaných škrcením. Hydraulická kapalina se také méně zahřívá. Zásadou je spojit takto dva rotační hydromotory se stejným geometrickým objemem, ty pak fungují jako odměřovací jednotky. Pokud dojde nestejněměrnému zatížení přímočarých hydromotorů HM1 a HM2, pohání rotační hydromotor méně zatížená větev rotační hydromotor větve zatížená více. Zatížení se do určité míry vyrovnává. Konstantní tlak zajišťuje zdroj konstantního tlaku ZDK. Přesnost synchronizace závisí na  $\Delta p - Q$  charakteristice jednotlivých hydromotorů a na rozdílu zatížení levé a pravé strany krytu.

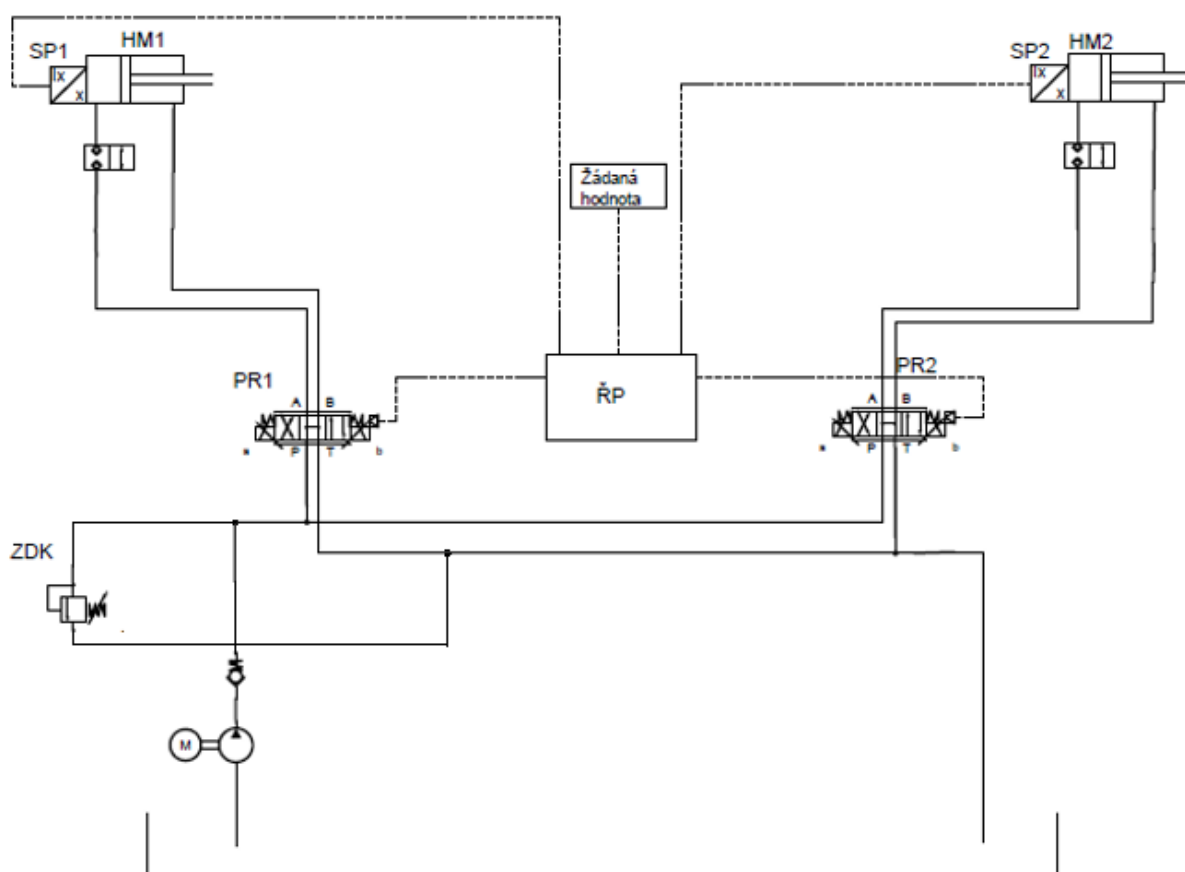
Nepřesnost dosažení požadované polohy při tomto způsobu synchronizace tzn. pomocí spřažených rotačních hydromotorů RDP je závislá na mnoha faktorech jako je průtoková účinnost převodníků, difference geometrických objemů převodníků, režim zatěžování, velikost zátěže. Volíme proto převodníky, které mají nejlepší průtokovou účinnost a shodný geometrický objem. Nepřesnost takto spřažených převodníků se pak pohybuje od 0,5-2 % odchylky zdvihu. Celková nepřesnost takto navrženého systému činí cca 7 %.

Rotační dělič průtoku RDP jsou dva spřažené hydromotory, které byly při výrobě zkalibrovány a následně vybrány dva s nejvíce totožnými charakteristikami. Proto je proces výroby nákladnější a sofistikovanější.

## 2.2 Alternativa 2: Ventilové řízení obou přímočarých hydromotorů pomocí dvou servopohonů, zajišťujících synchronizaci polohy i rychlosti pohybu obou hydromotorů využitím zpětné vazby od polohy pístnic obou přímočarých hydromotorů a řízených rychlými proporcionálními rozváděči.

Funkční schéma hydraulického obvodu je uvedeno na obrázku 2.2.

Na obrázku 2.2 - zjednodušené schéma obvodu řízeného pomocí proporcionálních rozváděčů PR1 a PR2 je znázorněn princip zvedání kalicího zařízení. Jsou zde zařazeny dva přímočaré hydromotory řízené pomocí proporcionálních rozváděčů. Přímocaré hydromotory HM1 a HM2 působí silou do traverzy s požadavkem na synchronizaci pohybu a vysokou přesnost polohy.



Obrázek 2.2 - Zjednodušené schéma obvodu řízeného pomocí proporcionálních rozváděčů

*PR – proporcionální rozváděč, ŘP – řídicí počítač, HM – hydromotor, SP – snímač polohy pístu, ZDK – zdroj konstatního tlaku*

Synchronizace je dosaženo pomocí dvou proporcionálních rozváděčů PR1 a PR2, řízených dvouosou regulací řídicí jednotky ŘP založené na principu master a slave. Kdy jeden přímočarý hydromotor HM1 funguje jako primární a druhý HM2 ho kopíruje. Pro vysokou přesnost, řídicí jednotka ŘP vyhodnocuje zpětnou vazbu od snímačů polohy SP1 a SP2 přímočarých hydromotorů.

Při použití proporcionálních rozváděčů PR1 a PR2 lze synchronizovat pohyb hydromotorů HM1 a HM2 při vysouvání i zasouvání. Nevýhodou tohoto řešení jsou vyšší pořizovací náklady. Cenu zvedají pořizovací náklady na řídicí elektroniku a napájení proporcionálních rozváděčů.

Takto navržený systém umožňuje dosáhnout nejvyšší přesnosti. Při použití absolutních snímačů polohy má systém velmi dobré dynamické schopnosti. Elektrohydraulické proporcionální řízení převádí hodnoty hydraulických parametrů na elektronické referenční signály. Používá se v otevřených i v uzavřených hydraulických obvodech. Výsledkem jsou jemné, rychlé a přesné pohyby. Automatizační struktura elektrohydraulických systémů sdružuje jeho informace, řízení a výstražné signály do centralizovaného řídicího systému. Elektrohydraulické systémy lze jednoduše programovat pomocí softwaru centrální řídicí jednotky.

Servopohonem s integrovanými převodníky a elektronikou zjednodušíme konstrukci, vytvoříme automatický systém s vysokou spolehlivostí. Proporcionální rozváděče mají nízkou citlivost, snazší obsluhu a jsou bezpečnostní, tzn. že v případě, kdy chybí signál, se automaticky uvedou do hydraulicky bezpečné polohy.

### 3 Porovnání alternativ a výběr nejvhodnější alternativy

Obě navržené alternativy hydraulických pohonů pro zvedání krytu kaliciho zařízení jsou velice podobné. Liší se pouze v použití několika jiných prvků, za účelem jiného druhu ovládání a řízení. Navrhnul jsem tedy vlastnosti systému pro porovnání všech navržených obvodů a následný výběr té správné alternativy.

#### Vlastnosti systému pro porovnání:

- Přesnost řízení
- Požadavky na čistotu kapaliny
- Energetická účinnost
- Cena

Podle technického kritéria a na základě lepší nebo horší výhodnosti pro zadané technické řešení jsem jednotlivá kritéria obodoval body a následně jsem body sečetl. Každá vlastnost dostala body v rozmezí 1-5, s tím že jeden bod znamená malou výhodnost a pět bodů znamená výhodnost velkou. Na základě součtu všech bodů za jednotlivá kritéria jsem zvolil výhodnější alternativu.

#### Tabulkový rozbor

Vlastnost	Alternativa 1	Body
Přesnost řízení	7 % zdvihu	1
Požadavky na čistotu kapaliny	10 $\mu\text{m}$	3
Energetická účinnost	70 %	3
Cena	levnější komponenty	3
<b>Součet</b>		<b>10</b>

Tabulka 3-1 - Bodované vlastnosti hydraulického obvodu: Alternativa 1

Vlastnost	Alternativa 2	Body
Přesnost řízení	<0,5 % zdvihu	5
Požadavky na čistotu kapaliny	10 $\mu\text{m}$	3
Energetická účinnost	70 %	3
Cena	dražší elektrohydraulické prvky	2
<b>Součet</b>		<b>13</b>

Tabulka 3-2 - Bodované vlastnosti hydraulického obvodu: Alternativa 2

## **Komentář k jednotlivým porovnávaným vlastnostem obou hydraulických pohonů**

- **Přesnost řízení**

Je hlavním porovnávaným parametrem. Základem této práce bylo zvýšit přesnost zvedání a dojezdu do požadované polohy z důvodu bezpečnostního a technologického. Přesnost mnou navrženého obvodu vykazuje mnohem vyšší přesnost zdvihu přímočarého hydromotoru oproti stávající verzi.

- **Požadavky na čistotu kapaliny**

Požadavky na čistotu kapaliny jsou stejné. V alternativě 2 je třeba zařadit navíc filtr (5  $\mu\text{m}$ ) do tlakové větve před proporcionální rozváděče.

- **Energetická účinnost**

Energetická účinnost je stejná u obou alternativ hydraulického pohonu. Hydraulický mechanismus prakticky pracuje jen při změně průměru výroby bezešvé trubky, což je horizont dnů někdy i týdnů. Pro tuto změnu se nastartuje motor hydraulického agregátu, celý mechanismus zajistí zvednutí krytu chladicího zařízení do požadované polohy a kryt se zajistí v požadované poloze. Následně je hydraulický agregát odstaven.

- **Cena**

Jelikož vycházím ze zadaného, a hlavně realizovaného technického řešení je cena alternativy 2 o něco vyšší, protože je třeba použít dražší prvky. Mnou navržená alternativa 2 počítá se dvěma proporcionálními rozváděči namísto jednoho proporcionálního rozváděče a rotačního děliče průtoku u alternativy 1. To samo o sobě cenu nezvyšuje, avšak použití prvků u alternativy 2 jako je dvouosý regulátor, řídicí počítač a snímače polohy cenu zvýší.

### **Závěr ke kapitole 3**

Podle tabulkového rozboru a porovnání jednotlivých navržených variant pohonu zvedání krytu kalicího zařízení jsem vybral alternativu č.2 se dvěma proporcionálními rozváděči. Na rozdíl od alternativy 1 je mnohem přesnější, což bylo hlavním kritériem porovnávání. Celková cena však není mnohem vyšší a tato investice se vyplácí.

Volím, proto navrženou alternativu č.2: Ventilové řízení obou přímočarých hydromotorů pomocí dvou servopohonů, zajišťujících synchronizaci polohy i rychlosti pohybu obou hydromotorů využitím zpětné vazby od polohy pístnic obou přímočarých hydromotorů a řízených rychlými proporcionálními rozváděči.

Dále se budu zabývat podrobným rozbořem alternativy 2.



## 4 Výpočet základních statických a dynamických parametrů elektrohydraulického pohonu a specifikace hlavních prvků obvodu

### 4.1 Návrh hydraulického obvodu

#### Zadané hodnoty

$$H = 550 \text{ [mm]}$$

$$F = 15000 \text{ [N]}$$

$$v = 0,03 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

Vycházíme z předpokladu stávajícího zařízení, kdy systém pracuje s maximálním tlakem

$p_{\max} = 5 \text{ [MPa]}$ . Pro tento zvolený tlak budu navrhovat prvky obvodu.

#### Zvolené hodnoty

$$p_l = 4 \text{ [MPa]}$$

$$p_{\max} = 5 \text{ [MPa]}$$

### 4.2 Výpočet a volba přímočarých hydromotorů

#### Výpočet plochy pístu při zvedání zátěže

$$p_1 = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_{mp}} \quad (4-1)$$

$$S_1 = \frac{F}{p_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{15000}{4 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,003947 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-2)$$

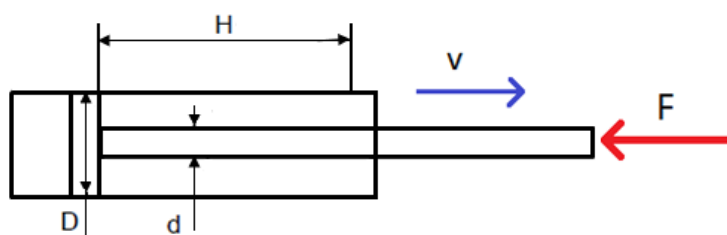
kde  $F$  je zatěžující síla [N] na jeden hydromotor,  $p_l$  je zvolený pracovní tlak [MPa] a  $\eta_{mp}$  je mechanicko-tlaková účinnost [-]. Pracovní tlak  $p_l$  jsem zvolil 4 MPa s ohledem na nastavení pojistného ventilu, který je nastaven na 5 MPa. Rozdíl 1 MPa slouží jako rezerva na pokrytí ztrát a rozběh.

### Výpočet průměru pístu $D$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003947}{\pi}} = 0,070894 \text{ [m]} \quad (4-3)$$

kde  $S_1$  je pracovní plocha pístu [ $\text{m}^2$ ]. Volím průměr pístu  $D = 80 \text{ mm}$ . Na základě velikosti pístu volím průměr pístnice  $d = 56 \text{ mm}$ .

Na základě výpočtů volím hydromotor o rozměrech 80/56-550. Sestavný výkres hydromotoru je přílohou této diplomové práce.



Obrázek 4.1 - Rozměry přímočarého hydromotoru

Průměr pístu $D$ [mm]	Průměr pístnice $d$ [mm]	Zdvih $H$ [mm]
80	56	550

Tabulka 4-1 - Rozměry přímočarého hydromotoru

Typ	Přímočarý HM svorníkové konstrukce
Snímač polohy	Magnetostrikční tolerance linearity nižší než 0,01 %
Výrobce	Parker

Tabulka 4-2 - Specifikace přímočarých hydromotorů

### Výpočet skutečné plochy pístu $S_{M1}$

$$S_{M1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,00502655 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-4)$$

### Výpočet plochy mezikruží $S_{M2}$

$$S_{M2} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,08^2 - 0,056^2)}{4} = 0,00256354 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-5)$$

kde  $D$  je pracovní průměr pístu [m],  $d$  je průměr pístnice [m],

### Skutečný tlak potřebný pro překonání zatížení $p_{1,skut}$

$$p_{1,skut} = \frac{F}{S_{M1} \cdot \eta_{mp}} = \frac{15000}{0,00502655 \cdot 0,95} = 3141215,98 \text{ [Pa]} \quad (4-6)$$

kde  $F$  je zatěžující síla [N] na jeden hydromotor,  $S_{M1}$  je skutečná plocha pístu [m<sup>2</sup>],  $\eta_{mp}$  je mechanicko-tlaková účinnost [1]

## 4.3 Pevnostní kontrola pístnice na vzpěr

### Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost dle ČSN 731401

#### Vzpěrná délka

$$L_{cr} = \beta \cdot l = 1 \cdot 550 = 550 \text{ [mm]} \quad (17) \quad (4-7)$$

kde  $\beta$  [–]<sup>17</sup> je součinitel závislý na uložení pístnice

#### Kvadratický moment plochy pístnice

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 56^4}{64} = 482749 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (17) \quad (4-8)$$

#### Průřez pístnice

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 56^2}{4} = 2463 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (17) \quad (4-9)$$

#### Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{482749}{2463}} = 14 \text{ [mm]} \quad (17) \quad (4-10)$$

#### Štíhlost pístnice

$$\lambda = \frac{L_{cr}}{i} = \frac{550}{14} = 39,29 \text{ [–]} \quad (17) \quad (4-11)$$

$\lambda < 40$  pístnice vyhovuje

#### 4.4 Návrh hydrogenerátoru

Pro určení velikosti a typu hydrogenerátoru je třeba vypočítat nejvyšší potřebný průtok.

##### Potřebný průtok do obou hydromotorů

##### Vysouvání pístnic – průtok do prostoru pístu $Q_1$

*Jedná se o celkový průtok pro oba přímočaré hydromotory.*

$$\begin{aligned} Q_1 &= v \cdot S_{M1} \cdot 2 = 0,03 \cdot 0,00502655 \cdot 2 \\ Q_1 &= 3,02 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 18,09 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \end{aligned} \quad (4-12)$$

kde  $S_{M1}$  je skutečná plocha pístu [ $\text{m}^2$ ],  $v$  je rychlost vysouvání pístu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

##### Výpočet geometrického objemu hydrogenerátoru $V_g$ :

Volím otáčky asynchronního elektromotoru  $n = 25 \text{ s}^{-1}$ .

$$V_g = \frac{Q_1}{n} = \frac{3,02 \cdot 10^{-4}}{25} = 12,1 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3] = 12,1 [\text{cm}^3] \quad (4-13)$$

kde  $Q_1$  je průtok hydrogenerátoru [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] a  $n$  jsou otáčky elektromotoru [ $\text{s}^{-1}$ ].

Volím hydrogenerátor výrobce Parker typ PG.

<i>Typ</i>	<i>PG (HG s vnějším ozubením)</i>
<i>Geometrický objem <math>V_g</math></i>	<i>14 [<math>\text{cm}^3</math>]</i>
<i>Operační tlak <math>p_n</math></i>	<i>25 [MPa]</i>
<i>Průtoková účinnost <math>\eta_Q</math></i>	<i>0,97 [-]</i>

**Tabulka 4-3 Specifikace hydrogenerátoru**

**Maximální průtok hydrogenerátoru  $Q_{1,max}$ :**

$$Q_{1,max} = V_{g,kat} \cdot n \cdot \eta_Q = 14 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1500}{60} \cdot 0,97$$

$$Q_{1,max} = 3,395 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 20,37 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4-14)$$

kde  $V_{g,kat}$  je maximální geometrický objem dle katalogu výrobce Parker  $[\text{m}^3]$ ,  $n$  jsou otáčky elektromotoru  $[\text{s}^{-1}]$  a  $\eta_Q$  je průtoková účinnost hydrogenerátoru  $[-]$ .

#### 4.5 Návrh elektromotoru

Jako zdroj mechanické energie volím asynchronní elektromotor.

**Výkon elektromotoru  $P$ :**

$$P = Q_1 \cdot p_{max} \cdot \frac{1}{\eta_G} = 3,02 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,88}$$

$$P = 1713,59 [\text{W}] = 1,71 [\text{kW}] \quad (4-15)$$

kde  $p_{max}$   $[\text{Pa}]$  je maximální tlak nastavený na pojistném ventilu  $[\text{Pa}]$ .

Volím asynchronní elektromotor výrobce SIEMENS, čtyřpólový elektromotor s kotvou nakrátko s jmenovitým výkonem 2200  $[\text{W}]$ .

<i>Objednávací kód</i>	1LE1001-1AB42
<i>Typ</i>	<i>Asynchronní s kotvou nakrátko</i>
<i>Výrobce</i>	<i>SIEMENS</i>
<i>Výkon</i>	<i>P=2200 W</i>

**Tabulka 4-4 Specifikace elektromotoru**

## 4.6 Návrh zdroje konstantního tlaku

Účinná plocha pístu  $S_{M1}$

$$S_{M1} = \frac{\pi \cdot (D^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,08^2)}{4} = 0,00503 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4-16)$$

Tlakový spád na přímočarém hydromotoru  $\Delta p_{M1}$

$$\Delta p_{M1} = \frac{F}{S_{M1}} = \frac{15000}{0,00503} = 3,1 \text{ [MPa]} \quad (4-17)$$

kde  $F$  [N] je zatěžující síla na jeden hydromotor

Doba zdvihu HM při řízení klasickým rozváděčem  $t_1$

$$t_1 = \frac{H}{v} = \frac{0,55}{0,03} = 18,33 \text{ [s]} \quad (4-18)$$

kde  $H$  je zdvih přímočarého hydromotoru [m],  $v$  je rychlost vysouvání pístu [m.s<sup>-1</sup>]

Potřebný průtok do jednoho přímočarého hydromotoru  $Q_1$

$$\begin{aligned} Q_1 &= S_{M1} \cdot v_1' = 0,00503 \cdot 0,03 = 1,525 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \\ Q_1 &= 9,15 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \end{aligned} \quad (4-19)$$

kde  $v$  je rychlost vysouvání pístu [m.s<sup>-1</sup>],  $S_{M1}$  je skutečná plocha pístu [m<sup>2</sup>]

Potřebný tlakový spád pro rozběh jednoho přímočarého hydromotoru  $p_{DYN1}$

$$p_{DYN1} = \frac{m \cdot a_1}{S_{M1}} = \frac{1500 \cdot 0,152}{0,00503} = 45256 \text{ Pa} = 0,045 \text{ [MPa]} \quad (4-20)$$

kde  $m$  je hmotnost zvedaného břemene [kg]

Tlak na zdroji konstantního tlaku  $\Delta p_G$

$$\Delta p_G = p_1 + 2 \cdot p_{DYN1} = 4 + 2 \cdot 0,045 = 4,09 \text{ [MPa]} \quad (4-21)$$

Zdroj konstantního tlaku nastavím na tlak

$$p_G = p_G + rezerva = 5 \text{ [MPa]} \quad (4-22)$$

## 4.7 Úvaha nad dynamickým stavem hydraulického systému

V tomto případě je možno vypustit výpočty dynamického chování hydraulického obvodu. Z důvodu velice malé zadané rychlosti nemůže vzniknout v hydraulickém obvodu nebezpečně vysoké kmitání. Vlastní frekvence hydromotoru  $f_0$  řádově dosahuje stovek [Hz], jak dokazuje následující výpočet.

### Výpočet redukované hmotnosti

#### Převodová rovnice

$$m \cdot a^2 = m_{RED} \cdot l^2 \quad (8) \quad (4-23)$$

#### Výpočet redukované hmotnosti $m_{RED}$ z převodové rovnice

$$m_{RED} = m \cdot \left(\frac{a}{l}\right)^2 = 1274,2 \cdot \left(\frac{0,24}{0,9}\right)^2 = 90,61 \text{ [kg]} \quad (4-24)$$

#### Výpočet vlastní frekvence hydromotoru se zátěží

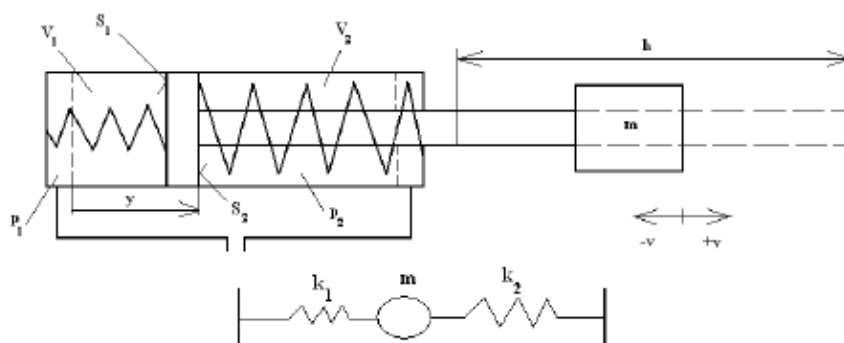
Vlastní frekvence je určena tuhostí pohonu a hmotností připojenou k pohonu.

#### Vztah pro výpočet vlastní frekvence

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{RED}}} \quad (4-25)$$

Kde  $k$  je tuhost pohonu [–]

Pokud pracuje přímočarý hydromotor ve dvojčinném zapojení, platí pro něj následující výpočet tuhosti pohonu a určení vlastní frekvence.



Obrázek 4.2 - Schéma pro určení tuhosti dvojčinného přímočarého hydromotoru

$k_1$  – hydraulická tuhost v prostoru pístu,  $k_2$  - hydraulická tuhost v prostoru pístnice

Parametr „ $k$ “ označuje tuhost hydromotoru. V hydraulice u přímočarých hydromotorů je to tuhost hydraulická. Tato tuhost závisí na ploše pístu, okamžitému objemu kapaliny a na modulu objemové stlačitelnosti kapaliny.

**Tuhosti  $k_1$  a  $k_2$  závisí na zdvihu hydromotoru**

$$k_1 = \frac{S_{M1}^2 \cdot K}{V_1} = \frac{S_{M1}^2 \cdot K}{S_{M1} \cdot y} = \frac{S_{M1} \cdot K}{y} \quad (4-26)$$

$$k_2 = \frac{S_{M2}^2 \cdot K}{V_2} = \frac{S_{M2}^2 \cdot K}{S_{M2} \cdot (h-y)} = \frac{S_{M2} \cdot K}{(h-y)} \quad (4-27)$$

**Výsledná tuhost  $k$  je dána součtem těchto dvou tuhostí**

$$k = k_1 + k_2 \quad (4-28)$$

**Příklad výpočtu vlastní frekvence**

**Tuhost  $k_1$**

$$k_1 = \frac{S_{M1} \cdot K}{y} = \frac{0,00502655 \cdot 1 \cdot 10^9}{0,01} = 5026550000 = 5 \cdot 10^9 \text{ [N.m-1]} \quad (4-29)$$

Kde  $S_{M1}$  je plná plocha pístu [ $\text{m}^2$ ],  $K$  je modul objemové stlačitelnosti kapaliny [Pa],  $y$  je posunutí pístu [m]

**Tuhost  $k_2$**

$$k_2 = \frac{S_{M2} \cdot K}{(h-y)} = \frac{0,00256354 \cdot 1 \cdot 10^9}{(0,55-0,01)} = 47472963 = 4 \cdot 10^7 \text{ [N.m-1]} \quad (4-30)$$

Kde  $S_{M2}$  je plná plocha prostoru mezikruží [ $\text{m}^2$ ],  $h$  je zdvih hydromotoru [m]

**Tuhost přímočarého hydromotoru  $k$**

$$k = k_1 + k_2 = 5074022963 = 5 \cdot 10^9 \text{ [N.m-1]} \quad (4-31)$$

**Vlastní frekvence přímočarého hydromotoru  $f_o$**

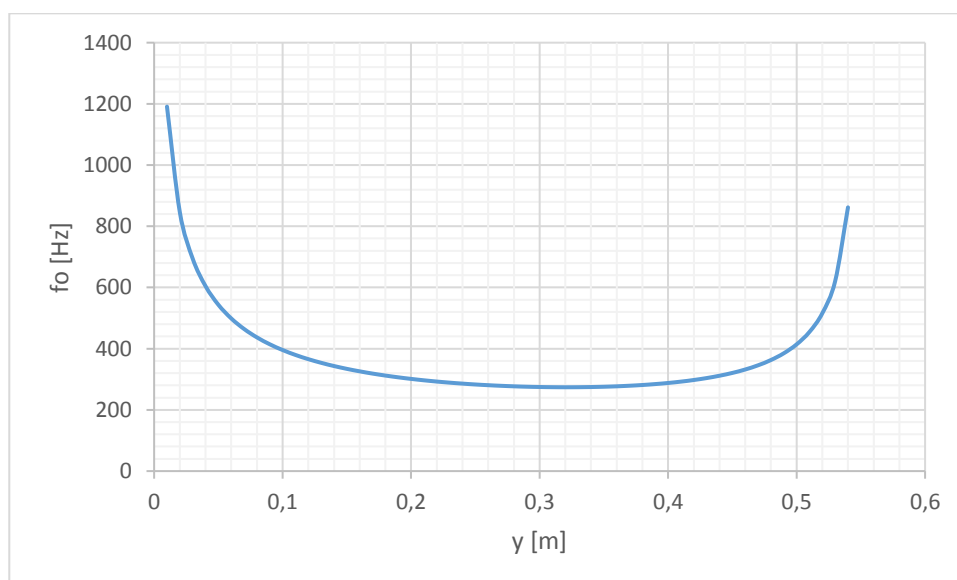
$$f_o = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{RED}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot 10^9}{90,61}} = 1191 \text{ [Hz]} \quad (4-32)$$



$y$ [m]	$k_1$ [N.m-1]	$k_2$ [N.m-1]	$k$ [N.m-1]	$f_0$ [Hz]
0,01	5026550000	47472963	5074022963	1191
0,02	2513275000	48368679	2561643679	846
0,03	1675516667	49298846	1724815513	694
0,29	173329310	98597692	271927003	276
0,3	167551667	102541600	270093267	275
0,31	162146774	106814167	268960941	274
<b>0,32</b>	<b>157079688</b>	<b>111458261</b>	<b>268537948</b>	<b>274</b>
0,33	152319697	116524545	268844242	274
0,34	147839706	122073333	269913039	275
0,35	143615714	128177000	271792714	276

**Tabulka 4-5 Vypočtené hodnoty vlastní frekvence**

Z tab. 4-5 byla odečtena minimální vlastní frekvence hydromotoru  $f_0 = 274$  [Hz] při zdvihu hydromotoru  $y = 0,32$  [m].



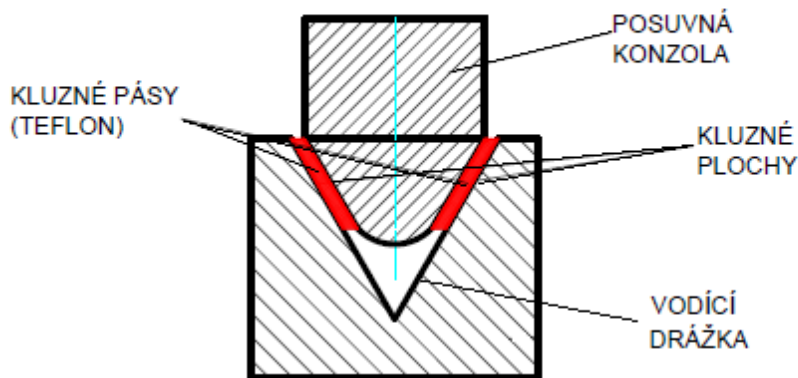
**Graf 4.1 – Závislost vlastní frekvence hydromotoru se zátěží na zdvihu**

Podmínka řádného fungování celého mechanismu zvedání kalicího zařízení tkví v mechanické složce zařízení. Stick-slip efekt může nastat v případě zanesené vodící drážky, ve které se posouvá posuvná konzola zařízení. Vlivem vysokého tření může docházet k zadrhávání a celkově k namáhání hydraulického systému zvedání. Proto je důležité udržovat a kontrolovat čistotu vodící drážky, anebo zamezit jejímu zanášení.

Servoventil je významný zesilovač řídicího signálu. U servopohonu tak dochází k mimořádně velkému zesílení regulační odchylky, a to vede k velkému, až plnému otevření servoventilu, k velkému průtoku do hydromotoru, který přejede přes nastavenou hodnotu, vrací se a systém se rozkmitá.

Příčinou nelinearity v systému je tření v hydromotoru, ale zejména tření mezi konzolou a vodící drážkou viz. obrázek 1.10. Zatímco minimalizovat stick – slip v hydromotoru lze teflonovým těsněním a teflonovým vedením pístu, pak vedení konzoly v drážce je zatíženo velkými třecími odpory. Zejména při snížení rychlosti pohybu se ztenčí vrstvička maziva tak, že tvrdé nečistoty způsobí drhnutí mezi kluznými plochami.

Tento stav je možné odstranit aplikací teflonových pásů do vodící drážky, jak je vidět na obrázku 4.3. Dále je však nutné zabránit vniku nečistot do vodící drážky plechovým krytím a přivedením maziva pro ztrátové mazání vodící drážky.



**Obrázek 4.3 - Aplikace teflonových pásů do vodící drážky**

Alternativním řešením je vybavit posuvné konzoly valivými ložisky na čepech, které by se odvalovaly v kolejnicích. Tohle řešení by snížilo nežádoucí tření na minimum a nevznikalo by kmitání při pohybu. Aplikace této alternativy by vyžadovala velmi nákladnou úpravu konstrukce.

#### 4.7.1 Volba proporcionálního rozváděče

##### Skutečné tlakové spády na proporcionálních rozváděčích v ustálených stavech

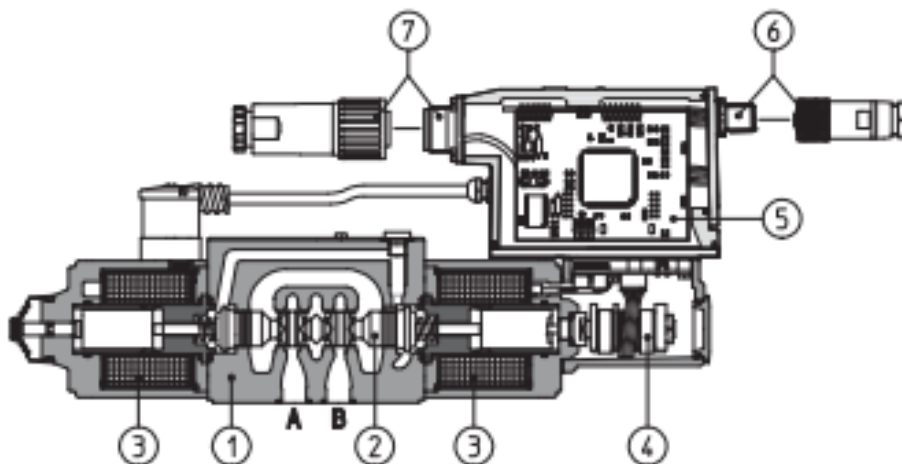
$$p_{PR1} = p_G - p_1 = 5 - 4 = 1 \text{ [MPa]} \quad (4-33)$$

Přímo řízené proporcionální rozváděče jsou ovládány elektromagneticky pomocí zdvihových proporcionálních magnetů nebo lineárních motorů. Možný proporcionální rozváděč pro tuto aplikaci je od výrobce Athos typ DHZO-TES. Konstrukční popis proporcionálního rozváděče zobrazuje obrázek 4.4. Zdvihový elektromagnet ovládá přímo přes kotvu šoupátka rozváděče.

<i>Typ</i>	<i>4/3 proporcionální rozváděč</i>
<i>Světlost</i>	<i>DN6</i>

Tabulka 4-6 - Specifikace proporcionálního rozváděče

Proporcionální rozváděč s lineární regulační charakteristikou s koncepcí nulového překrytí šoupátka pro řízení polohy.



Obrázek 4.4 - Proporcionální rozváděč typ DHZO-TES

*1 – tělo rozváděče, 2 – šoupátko, 3 – proporcionální elektromagnety, 4 – snímač polohy, 5 – integrovaná elektronika, 6 – konektor pro signál, 7 – hlavní konektor*

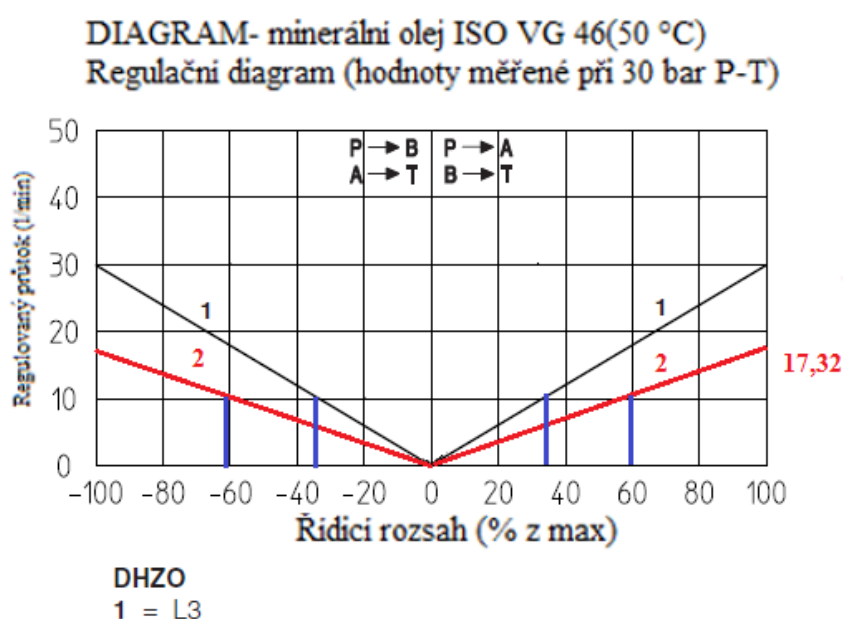
## Regulační charakteristika navrženého proporcionálního rozváděče

Katalogová regulační charakteristika je znázorněna pro tlakový spád  $\Delta p = 3 \cdot 10^6$  [Pa]. Pro zjištění regulačního rozsahu mnou zvoleného proporcionálního rozváděče v dané aplikaci je třeba křivku přepočítat pro tlakový spád  $\Delta p = 1 \cdot 10^6$  [Pa].

Regulovaný průtok  $Q_n$  se vypočte ze vztahu:

$$Q_n = \frac{Q_{30bar}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{30bar}}{\Delta p_n}}} = \frac{30}{\sqrt{\frac{30}{10}}} = 17,32 \text{ [dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6) \quad (4-34)$$

Tento průtok jsem přenesl do regulačního diagramu a následně jsem vytvořil regulační křivku proporcionálního ventilu pro danou aplikaci.



**Obrázek 4.5 - Průtoková charakteristika ventilu DHZO-TES**

1 – regulační charakteristika pro tlakový spád  $\Delta p = 1 \cdot 10^6$  [Pa] , 2 – regulační charakteristika pro tlakový spád  $\Delta p = 3 \cdot 10^6$  [Pa]

Obrázek 4.5 znázorňuje průtokovou charakteristiku daného ventilu. Závislost průtoku na řídicím signálu je lineární. Řídicí signál využívá při zvedání navržený proporcionální rozváděč na 60 % (viz regulační charakteristika 2) a při spouštění 36 % (viz regulační charakteristika 1). Při této aplikaci vzniká dostatečná rezerva řídicího signálu. Je zde potenciál zvýšení rychlosti vysouvání i zasouvání.

## 4.8 Návrh ostatních hlavních prvků hydraulického obvodu

### Návrh nádrže

$$V_N = 5 \cdot Q_1 = 5 \cdot 18,09 = 90,48 \text{ dm}^3 \quad (4-35)$$

Volím hydraulickou nádrž s okapovou vanou navrženou podle stávajících dispozic.

$$V_n = 100 \text{ dm}^3$$

Nádrž bude vybavena nahlížecím víkem a jeho těsněním. Pro výpust bude sloužit spodní uzavírací ventil.

### Chladič

Chladič zde funguje jako důležitý prvek. Teplotu oleje zde ovlivňují ve větší míře okolní podmínky. Zejména před procesem chlazení, kdy rozžhavená bezešvá trubka putuje z tandemové ohřívací pece do chladicího zařízení.

<i>Výrobce</i>	<i>EMMEGI</i>
<i>Startovací motor</i>	<i>U=230VAC (Motor spínaný přes relé)</i>
<i>Výkon</i>	<i>P<sub>el</sub>=105 W, P<sub>ch</sub>=1200 W</i>

Tabulka 4-7 - Specifikace chladiče

### Filtr

Obvod bude vybaven dvěma filtry. První filtr bude umístěn do tlakové větve před proporcionální rozváděče, s kvalitou filtrace 5 µm. Druhý filtr bude umístěn do odpadní větve pomocí příruby na nádrž s kvalitou filtrace 10 µm.

<i>Výrobce</i>	<i>PARKER</i>
<i>Průtok filtry</i>	<i>Q<sub>max</sub>=90 dm<sup>3</sup>.min<sup>-1</sup></i>
<i>Filtrační vložka</i>	<i>5 µm, 10 µm</i>

Tabulka 4-8 - Specifikace filtru

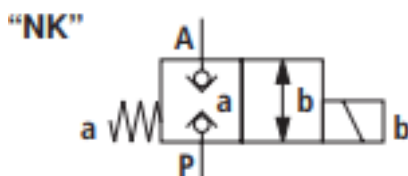
## Pojistný ventil

Nepřímo řízený pojistný ventil značky Parker. Maximální operační tlak 35 MPa. Těsnění z materiálu NBR. Pojistný ventil plní bezpečnostní funkci, při přetížení obvodu odpustí tlakovou kapalinu do nádrže. Je nastaven na  $p_{\max} = 5$  [MPa].

<i>Výrobce</i>	<i>PARKER</i>
<i>Typové označení</i>	<i>ZDV – P015S0D1</i>
<i>Světlost</i>	<i>DN6</i>

Tabulka 4-9 - Specifikace pojistného ventilu

## Elektromagnetický rozváděč 2/2 sedlový



Obrázek 4.6 - Schématická dispozice sedlového ventilu

<i>Typ</i>	<i>2/2 elektromagnetický rozváděč</i>
<i>Světlost</i>	<i>DN6</i>
<i>Výrobce</i>	<i>Bosch Rexroth</i>
<i>Napětí</i>	<i>U= 24 VDC</i>

Tabulka 4-10 - Specifikace elektromagnetického rozváděče (2/2)

Tento elektromagnetický rozváděč je v obvodu zařazen v tlakové větvi v těsné blízkosti obou přímočarých hydromotorů. Po dosažení požadované polohy hydromotorů tyto sedlové ventily uzavrou přívod tlakové kapaliny a drží požadovanou polohu.

## Hadice

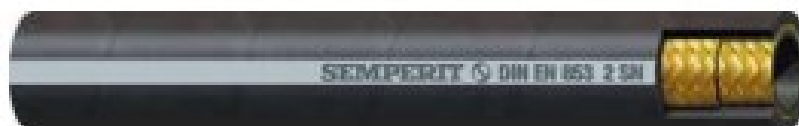
Duše: olejivzdorná syntetická pryž

Výztuž: oplet vysokopevnostním ocelovým drátem

Obal: syntetická pryž odolná oděru, ozónu a povětrnostním vlivům

<i>Umístění hadice</i>	<i>Označení</i>
<i>Výtlač z čerpadla</i>	<i>2SN16/DKOL M26x1,5/DKOL M26x1,5</i>
<i>Vstup do chladiče</i>	<i>2SN16/DKOL M26x1,5/DKOL M26x1,5</i>
<i>Z chladiče do filtru</i>	<i>2SN1/DKOL M30x2/DKOL M30x2</i>
<i>Pro plnou plochu přímočarých HM</i>	<i>2SN10/DKOL M18x1,5/DKOL M26x1,5</i>
<i>Pro mezikruží přímočarých HM</i>	<i>2SN10/DKOL M18x1,5/DKOL M26x1,5</i>
<i>Výrobce</i>	<i>SEMPERIT, CHARVÁT</i>

Tabulka 4-11 - Specifikace vysokotlakých hadic



Obrázek 4.7 Typ hadic

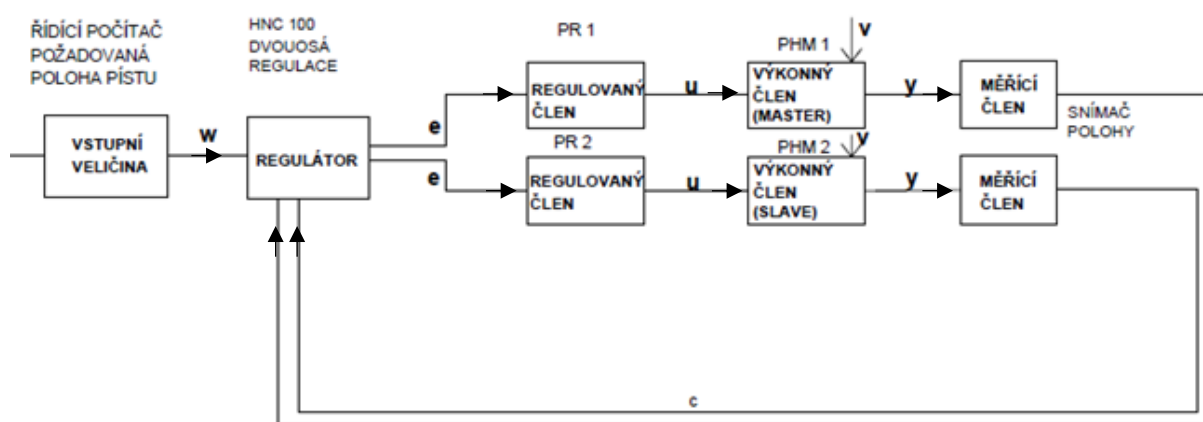
## Zpětný ventil

Zpětný ventil je v obvodu zařazen za hydrogenerátor do tlakové větve, paralelně připojený k odpadnímu filtru, v odpadní větvi.

Přílohou této diplomové práce je přehledná specifikace prvků pod názvem 1-PC-2018.

## 5 Blokové schéma elektrohydraulického řídicího systému

Obrázek 5.1 zobrazuje blokové schéma řízení dvou přímočarých hydromotorů. Vstupní veličina je zadána obsluhou kalicího zařízení jako požadovaná poloha hydraulických přímočarých hydromotorů PHM1, PHM2. Signál putuje do regulátoru, který vytváří elektrický signál  $e$  na základě regulační odchylky vstupní veličiny a zpětných vazeb od snímačů polohy PHM. Regulovanými členy jsou tedy v praxi proporcionální rozváděče, jež řídí průtok do hydromotorů. Výsledkem je, že se hydromotory vysouvají požadovanou rychlostí synchronizovaně.



Obrázek 5.1 - Blokové schéma řízení

*PR1, PR2 – proporcionální rozváděče, PHM1, PHM2 – přímočaré hydromotory*

Procesy:  $w$  – zadaná veličina (elektrický signál),  $e$  – požadovaná veličina (elektrický signál),  $u$  – akční člen (průtok kapaliny),  $y$  – výstupní veličina (žádaná poloha pístu),  $c$  – zpětná vazba (elektrický signál polohy pístu)



## Digitální dvouosý regulátor

Navrhuji digitální regulátor HNC100, což je programovatelné NC zařízení pro regulaci dvou os v otevřených obvodech. Je určen pro použití v hrubých průmyslových prostředích, pokud jde o odolnost proti rušení, mechanické vibrace, rázy a odolnost vůči klimatu.



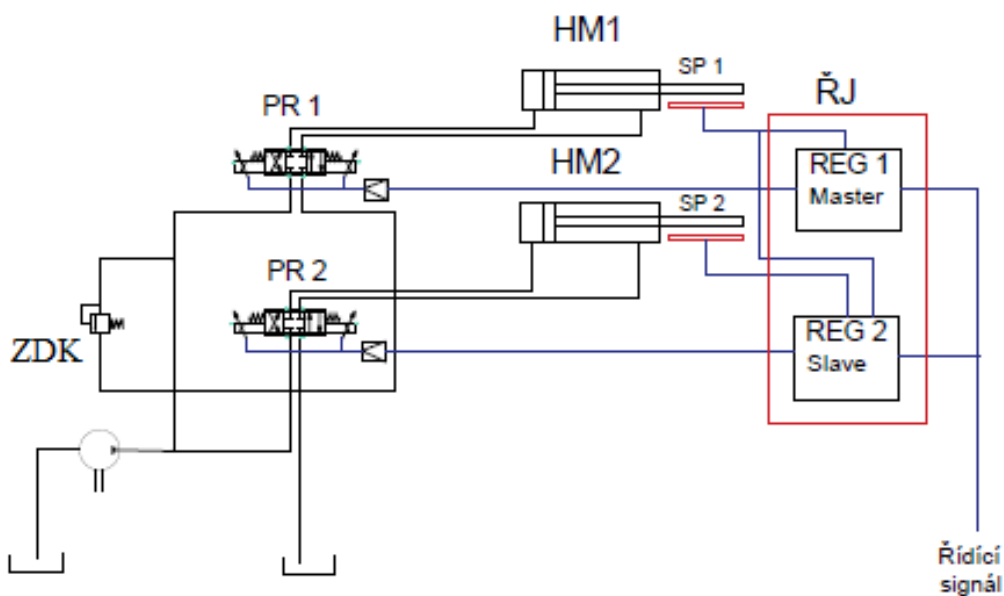
Obrázek 5.2 - Dvouosý regulátor HNC100

<i>Typ</i>	<i>Dvouosá regulace</i>
<i>Vstupy</i>	<i>16 digitálních vstupů</i>
<i>Výrobce</i>	<i>Bosch Rexroth</i>
<i>Napětí, proud</i>	<i>+10 V, -10 V, 4-20 mA</i>

Tabulka 5-1 - Specifikace dvouosého regulátoru HNC100

## 5.1 Řízení synchronizace přímočarých hydromotorů

Pohyb přímočarých hydromotorů je řízen na základě principu master and slave. Požadovaný zdvih hydromotorů je zadán obsluhou řídicího počítače jako požadovaná veličina (řídící signál). Digitální regulátor zpracuje tuto požadovanou hodnotu a vyšle signál do proporcionálního rozváděče typu master, který vysouvá první přímočarý hydromotor a v závislosti na něm s téměř nulovou odchylkou pracuje proporcionální rozváděč typu slave, který vysouvá druhý přímočarý hydromotor. Proporcionální rozváděče mají lineární řídicí charakteristiku. Do digitálního regulátoru vstupuje elektronická zpětná vazba z magnetostrikčních snímačů polohy pístů hydromotorů. Celý tento zpětnovazebný systém bude pracovat s přesností lepší než 0,5 %, což je cca méně než 0,0025 m (2,5 mm). Výsledkem je dosažení požadované polohy a synchronizovaný výsun obou přímočarých hydromotorů.



Obrázek 5.3 - Princip master and slave

*PR (1,2) – proporcionální rozváděč (1,2), HM (1,2) – přímočarý hydromotor, HG – hydrogenerátor, SP (1,2) – snímač polohy pístu (1,2), REG (1,2) – elektronický regulátor (1,2), ŘJ – řídicí jednotka (dvouosá), ZDK – zdroj konstantního tlaku*

## **Princip master and slave**

Na obrázku 5.3 je schéma řízení synchronního chodu dvou hydromotorů HM1, HM2 proporcionálními rozváděči PR1, PR2. Rozváděče jsou řízeny elektrickým signálem z dvouosého regulátoru řídicí jednotky ŘJ. Princip funkce dvouosé regulace typu master and slave pochopíme, pokud rozdělíme dvouosou regulaci na dva regulátory REG1, REG2.

Regulátor REG1 typu master řídí hydromotor HM1 na základě regulační odchylky, vyvozené z rozdílu z řídicího signálu a zpětné vazby ze snímače polohy pístnice SP1. Regulátor REG 2 typu slave řídí hydromotor HM2 a získává regulační odchylku rozdílu z řídicího signálu, zpětné vazby ze snímače polohy pístnice SP2, ale také ze zpětné vazby ze snímače polohy pístnice SP1. Tímto je dosaženo synchronního chodu hydromotorů HM1, HM2 s odchylkou 1-2 mm.

## **5.2 Obsluha zařízení**

Cyklus zvedání kaliciho zařízení do požadované polohy probíhá vždy při změně výroby série bezešvých trubek. Tato změna odpovídá určitému časovému horizontu vždy podle poptávky určitého průměru a délky trubky ale hlavně počtu kusů. Elektromotor hydraulického agregátu je uváděn do provozu jen v případě této změny. Pro udržení kaliciho zařízení v požadované poloze slouží „odsekávací ventily“, jsou to elektromagnetické ventily konstrukce 2/1. Ty v případě dojezdu do požadované polohy uzavřou přívod tlakové kapaliny, ale zároveň udrží tlak ze strany pístu a konstrukce zůstává v požadované poloze. Tato poloha je vypočtena na základě geometrie celé konstrukce, tudíž určitému průměru bezešvé trubky odpovídá určitý zdvih hydraulických válců. Obsluha zadá řídicímu počítači jen požadovaný průměr trubky a počítač tento průměr konvertuje do řídicího signálu požadované polohy pístů hydromotorů.

## 6 Závěr

Tématem práce bylo vyřešit synchronní a dostatečně přesné zvedání krytu kalicího zařízení pomocí dvou přímočarých hydromotorů. Úkolem bylo navrhnout alternativy řešení k současnému řešení, provést výpočet hlavních parametrů a návrh prvků zvolené alternativy. Dále jsem měl vypracovat funkční schéma hydraulického obvodu a specifikaci prvků.

V diplomové práci jsem navrhl možné alternativy a následně jsem zvolil vhodnou alternativu pro zadané technické řešení, a to řešení se dvěma synchronně řízenými elektrohydraulickými servopohony.

Při výpočtech návrhu hydraulického obvodu jsem vycházel ze zadaných hodnot zadavatele a ze zadaného tlaku a rychlosti zvedání. Na základě statických výpočtů a hydraulického schématu jsem specifikoval hlavní hydraulické prvky obvodu a zkreslil jsem funkční hydraulické schéma obvodu.

Zpracoval jsem blokové schéma elektrohydraulického řídicího systému, kde jsem popsal jednotlivé řídicí prvky obvodu. Dále jsem zpracoval schéma řízení master and slave, jež je použito v této aplikaci. Provedl jsem i potřebné dynamické výpočty.

Navrhl jsem změny, které vedou ke zvýšení přesnosti chodu celého systému, avšak je zapotřebí dodržet určité podmínky, jako je snížení tření ve vodící drážce použitím teflonových pásů.

Součástí příloh je zpracovaný sestavný výkres přímočarého hydromotoru navrženého pro tuto aplikaci, specifikace prvků a funkční schéma elektrohydraulického pohonu.

Celkově je tato práce úpravou současného řešení zvedání kalicího zařízení. Mnou navržený obvod pracuje s vyšší přesností za předpokladu dodržování definovaných podmínek. Výsledkem pak budou kalené bezešvé trubky s lepšími mechanickými parametry.

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. a konzultantovi Ing. Jiřímu Valoškov, Ph.D. za konzultace, cenné rady a věcné připomínky k mé diplomové práci.

# Zdroje

## Knižní publikace

[1] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

[2] KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*.  
Lohr am main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.

[3] KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*.  
Lohr am Main: Mennesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.

[4] KOLEKTIV AUTORŮ: *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*.  
Brno: Bosch Rexroth/CZ, 2007. 150 s.

[5] KOLEKTIV AUTORŮ: *Hydraulice and Electronics in the stage technology*.  
Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1996. 184 s.

[6] Pavlok, B., Hružík, L., Bova, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007.  
116 s. Ke stažení na <http://www.338.vsb.cz>

[7] SCHOLZ, D: *Proportional-hydraulik*. Berlin: Springer-Verlag Berlin  
Heidelberg, 1997. ISBN 3-540-62088-5.

[8] ŠVANCARA, Pavel a Lubomír HOUFÉK. *Dynamika*. Brno, 2011. Skriptum. FSI.  
Vedoucí práce Malenovský, E., Houfek, L., Švancara, P., Krejčí, P.

## Firemní literatura

[9] Projekční podklady firmy IVV Inženýring.

[10] Projekční podklady firmy Bosch Rexroth.

[11] Katalogové podklady firmy Bosch Rexroth.

### **Internetové prameny**

[12] *Zacha: Více o výrobě trubek* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z:

<http://www.zacha.cz/vice-o-vyrobe-trubek>

[13] *Třinecké železářny: VT- Válcovna trub* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z:

<http://www.trubky.cz/>

[14] Tepelné zpracování [online]. Slideplayer, 2014. [cit. 2018-03-15] Dostupné z:

<http://www.zacha.cz/vice-o-vyrobe-trubek>

[15] Vzpěr prutu- Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry [online].

Copyright © 2013 [cit. 29.03.2018]. Dostupné z: [https://e-konstrukter.cz/technicke-](https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/116-vzper-pevnostni-kontrola)

[vypocty/116-vzper-pevnostni-kontrola](https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/116-vzper-pevnostni-kontrola)

### **Normy**

[16] ČSN 731401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. 2. dopl. vyd. Praha, 1998.

## **Seznam příloh**

1-PC-2018	Funkční schéma elektrohydraulického pohonu
2-PC-2018	Specifikace prvků hydraulického obvodu
3-PC-2018	Sestavný výkres přímočarého hydromotoru